

ЗАО «Харьковский опытный литейный завод», аспирант НТУ «ХПИ» г. Харьков

23

В энтропийной диаграмме TS для пояснения процедуры параметризации процессов представлен цикл ВТ с подводом теплоты при постоянном давлении.

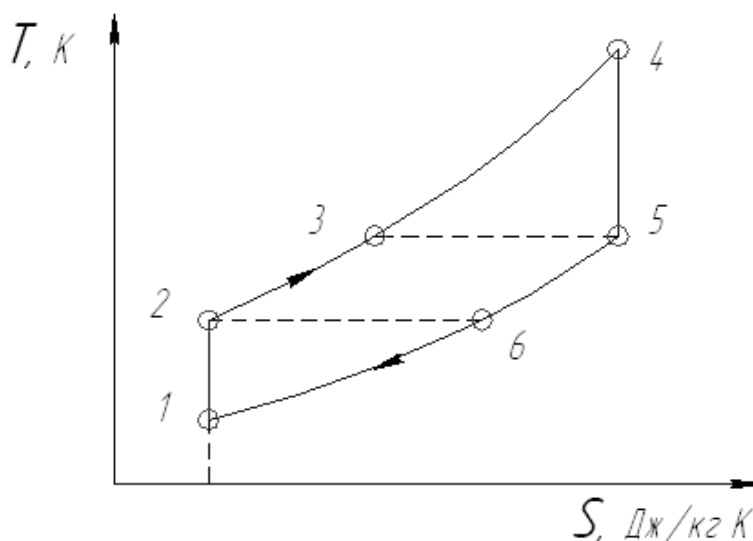


Рис. 2. Цикл ВТ

Состояние воздуха в узловых точках схемы (рис.1) и цикла (рис. 2) обозначены одинаковыми цифрами.

В качестве исходных данных для проведения расчетного анализа приняты :

- температура продуктов сгорания за ТПТ t_A , задаваемая в трех уровнях: 1200, 1000, и 800 °С, подтверждается в реализации рядом натурных испытаний [1];
 - температура наружного воздуха t_1 от -30 до 40 °С;
 - температура воздуха перед турбиной $t_4 = 700$ °С;
 - степень сжатия воздуха в компрессоре $\beta = P_2/P_1$ задается в диапазоне от 2 до 6;
- Для упрощения анализа (не влияющего на конечные выводы) принимаем, что $t_3 = t_5$ и $t_6 = t_2$.

При задаваемой величине β

$$T_6 = T_2 = T_1 \beta^{(k-1)/k} \quad \text{и} \quad T_3 = T_5 = T_4 \beta^{(k-1)/k}.$$

Во всех расчетах принималось, что $T_4 = T_A - 10\text{К}$

Используя известные соотношения для расчета цикла ВТ, требуемый расход воздуха на турбину M_{BT} можно найти как

$$M_{BT} = \frac{N_{эл}}{\left[C_{pB1}(T_4 - T_5) \eta_{oit} \cdot \eta_{MT} - \frac{(T_2 - T_1) \bar{C}_{pB2}}{\eta_{MK} \cdot \eta_{oik} \cdot \eta_{PK}} \right] \eta_{ЭГ}}, \quad (1)$$

где η_{oit} и η_{oik} – индикаторные КПД турбины и компрессора, принимаемые равными 0,86;

C_{pB} – средняя изобарная теплоемкость воздуха в соответствующем интервале температур;

η_{MT} и η_{MK} – механические КПД турбины и компрессора, принимаемые равными 0,95;

η_{PK} и $\eta_{ЭГ}$ – КПД привода компрессора и электрогенератора, принимаемые равными 0,97.

Из уравнения теплового баланса камеры нагрева воздуха (КНВ) находим расход продуктов сгорания $M_{пс}$, как

$$M_{пс} = \frac{M_{BT} C_{pBT} (T_4 - T_3)}{\bar{C}_{pпс} (T_A - T_B)}, \quad (2)$$

где C_{ppc} – средняя изобарная теплоемкость продуктов сгорания в интервале температур от T_A до T_B .

При заданном виде топлива по известным соотношениям [4] определяется массовый расход m_{pc} продуктов сгорания, приходящийся на 1 кг рабочей массы топлива и требуемый его расход $M_T = M_{pc} / m_{pc}$. Химический состав продуктов сгорания и их доля в общем расходе позволяют вычислить величину \bar{C}_{ppc} .

В первом приближении \bar{C}_{ppc} и m_{pc} находятся при коэффициенте избытка воздуха $\mu = 1$, а далее уточняются в соответствии с имеющимися экспериментальными результатами.

Тепловая мощность ТПТ находится, как

$$Q_0 = M_{pc} \cdot \bar{C}_{ppc} \cdot T_A \quad (3)$$

Как принято, при оценке эффективности теплофикационных циклов, коэффициент теплоиспользования определяется в виде

$$K = (N_{эл} + Q_{тп}) / Q_0 \quad (4)$$

где тепловая мощность, переданная теплопотребителю равна

$$Q_{тп} = M_{гв} C_{гв} \Delta t_{гв} \quad (5)$$

где $M_{гв}$ – расход горячей воды, подаваемой потребителю при степени ее нагрева $\Delta t_{гв}$. При этом из теплового баланса теплоутилизатора (ТУ)

$$M_{гв} = \frac{M_{pc} \cdot \bar{C}_{ppc} (T_B - T_C)}{C_{гв} \cdot \Delta t_{гв}} \quad (6)$$

В выполненных расчетах принималось, что $T_C = T_{1гв} + 10$, где $T_{1гв}$ – температура горячей воды на входе в теплоутилизатор.

Рассмотрим второй вариант использования ТПТ в схеме с паротурбинной установкой, показанной на рис. 3.

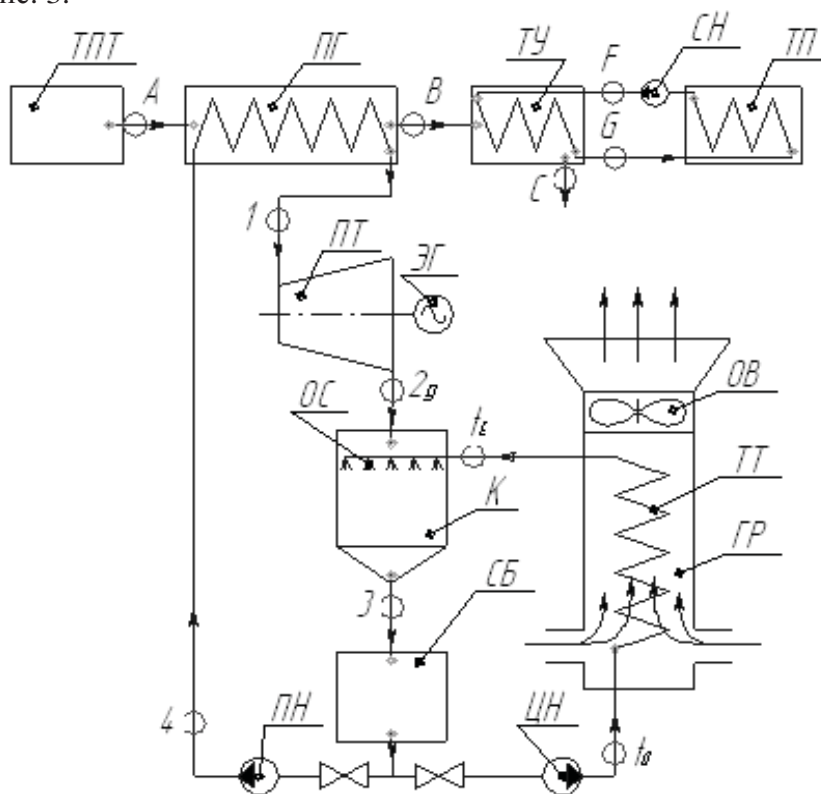


Рис. 3. Схема ТПТ с паротурбинной установкой.

Из ТПТ продукты сгорания с температурой T_A поступают в прямоточный жаротрубный парогенератор (ПГ), в котором конденсат, подаваемый из сборного бака (СБ) питательным насосом (ПН) превращается в пар. В состоянии 1 перегретый пар поступает в паровую турбину (ПТ), приводящую в действие электрогенератор (ЭГ). Отработавший пар (состояние 2д) конденсируется в конденсаторе контактного типа (К) за счет взаимодействия с распыленным в оросительной системе (ОС) конденсатом, предварительно охлажденным в сухой градирне (ГР).

После ПГ продукты сгорания с температурой T_B поступают в теплоутилизатор (ТУ) в котором происходит нагрев воды, подаваемой к теплопотребителю (ТП) сетевым насосом (СН). Продукты сгорания покидают ТУ с температурой T_c .

Противодавление пара за турбиной принимается $P_2 = 1,2$ бар, температура продуктов сгорания за ПГ принимается как $T_B = T_1 + 40^\circ\text{C}$. При этом в расчетах температура пара перед турбиной варьируется в пределах от 250 до 450°C , при изменении его давления от 20 до 80 бар. Температура T_c за теплоутилизатором принимается равной 120°C .

На основе известных термодинамических соотношений для расчета паросилового цикла, а также соответствующих уравнений теплового баланса парогенератора, было получено расчетное уравнение для определения требуемой тепловой мощности ТПТ, Q_0 для генерирования заданной электрической мощности $N_{\text{эг}}$ на клеммах электрогенератора.

$$Q_0 = N_{\text{эг}} \frac{T_A}{(T_A - T_B) \eta_t \eta_{oi} \eta_m \eta_{\text{эг}} \eta_{\text{пг}}} . \quad (7)$$

Здесь η_t – термический КПД цикла, равный

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_4} , \quad (8)$$

где i_2 – энтальпия пара в конце его адиабатного расширения в турбине;

η_{oi} – индикаторный КПД турбины, равный

$$\eta_{oi} = 0,8 - y_2 , \quad (9)$$

где y_2 – степень влажности пара;

η_m – механический КПД турбины, равный $0,95$;

$\eta_{\text{пг}}$ – КПД парогенератора, равный $0,96$.

Так как значения T_A , η_t и η_{oi} определены параметризацией цикла, то уравнение (7) обобщенно отражает зависимость Q_0 фактически от всех характеристик паросиловой установки и теплогенератора пиролизного типа. В связи с тем, что работа энергоблока предполагается автономной (без подключения к внешней электросети), то затраты на привод питательного и циркуляционного насосов являются т.н. собственными нуждами установки.

Поэтому полезную мощность $N_{\text{п}}$ следует представить как

$$N_{\text{п}} = N_{\text{эг}} - (N_{\text{пн}} + N_{\text{цн}}) . \quad (10)$$

где $N_{\text{пн}}$ и $N_{\text{цн}}$ – мощность привода питательного и циркуляционного насосов.

В соответствии с известными соотношениями

$$N = \frac{M_{\text{п}} (P_1 - P_3)}{10^3 \cdot \rho_{\text{к}} \eta_{\text{пн}}} , \text{ кВт} \quad (11)$$

$$N_{\text{цн}} = \frac{M_{\text{цв}} \cdot \Delta P_{\text{цв}}}{10^3 \cdot \rho_{\text{цв}} \cdot \eta_{\text{цн}}}, \text{ кВт} \quad (12)$$

где $\rho_{\text{к}} = \rho_{\text{цв}}$ – плотность конденсата пара и циркуляционной воды, принимаемые равным 10^3 кг/м^3 .

$M_{\text{п}}$ – расход конденсата (равный расходу пара на турбину);

$M_{\text{цв}}$ – расход циркуляционной воды в конденсаторе паровой турбины;

$\Delta P_{\text{цв}}$ – напор циркуляционной воды, принимаемый равным $2 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

Из теплового баланса конденсатора получим

$$M_{\text{цв}} = \frac{M_{\text{п}}(i_{2\partial} - i_3)}{Cp(t_D - t_E)}, \quad (13)$$

где $(t_D - t_E)$ – степень охлаждения циркуляционной воды в градирне, принимаемой равной 10°С .

Из теплового баланса блока (ТУ) – (ТП) следует:

$$M_{\text{пс}} \bar{Cp}_{\text{пс}} (T_{\text{в}} - T_{\text{с}}) \eta_{\text{ту}} = M_{\text{гв}} \bar{Cp}_{\text{гв}} (T_{\text{Г}} - T_{\text{Ф}}) \xi_{\text{ТП}}, \quad (14)$$

где $\eta_{\text{ту}} = 0,95$ – КПД теплоутилизатора (ТП);

$\xi_{\text{ТП}} = 1,05$ – коэффициент, учитывающий потери теплоты теплопотребителя (ТП);

$M_{\text{гв}}$ – расход горячей воды, нагреваемой от 40 до 85°С ;

$\bar{Cp}_{\text{гв}}$ – изобарная теплоемкость горячей воды.

Используя уравнения (3), (7) и (14), получим

$$M_{\text{гв}} = Q_0 \frac{(T_{\text{в}} - T_{\text{с}}) \eta_{\text{ту}}}{T_{\text{А}} \bar{Cp}_{\text{гв}} (T_{\text{Г}} - T_{\text{Ф}}) \xi_{\text{ТП}}}. \quad (15)$$

Для оценки общей энергоэффективности установки определяется коэффициент теплоиспользования как

$$K = \frac{N_{\text{эг}} + Q_{\text{ту}}}{Q_0}. \quad (16)$$

С учетом уравнений (7), (14), (15) и (16) получим

$$K = \frac{1}{T_{\text{А}}} [(T_{\text{А}} - T_{\text{в}}) \eta_{\text{т}} \eta_{\text{oi}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{эг}} \eta_{\text{пг}} + (T_{\text{в}} - T_{\text{с}}) \eta_{\text{ту}}]. \quad (17)$$

При этом, если приоритетным показателем работы установки считать электрическую мощность на клеммах генератора $N_{\text{эл}}$, то в соответствии с результатами многовариантных расчетов максимум $N_{\text{эл}}$ при использовании ГТУ достигается при степени сжатия в компрессоре $\beta = 3,2$, а при использовании паротурбинной установки (ПТ) это имеет место при температуре пара перед турбиной 340°С в диапазоне изменения начального давления пара от 20 до 80 бар.

Результаты сравнительных расчетов эффективности использования газотурбинного (ГТ) и паротурбинного (ПТ) циклов представлены в таблице.

Таблица

Показатели работы газотурбинного (ГТ) и паротурбинного (ПТ) блоков

Температура T_A , °C		800	1000	1200
Мощность на клеммах генератора N , кВт	ГТ	100	134	157
	ПТ	95	107	125
Коэффициент теплоиспользования, К	ГТ	0,397	0,410	0,457
	ПТ	0,309	0,319	0,370
Расход горячей воды $M_{ГВ}$, т/час	ГТ	8,70	7,00	5,82
	ПТ	6,20	5,2	4,1

Все варианты расчета выполнены при фиксированной мощности теплогенератора Q_0 , принятой равной 1 МВт. Экспериментально установлено [1], что реализация указанной тепловой мощности обеспечивается, к примеру, при сжигании в среднем 300 – 350 кг/час древесных отходов.

Выводы

1. Учитывая то, что в качестве топлива используются различного рода отходы производства, стоимость которых существенно ниже стоимости традиционных видов топлива, реализация рассмотренных в статье схем представляется целесообразной.

2. Сравнение результатов расчета энергетической эффективности использования блоков ГТ и ПТ показывает безусловное преимущество газотурбинного варианта, однако окончательное техническое решение возможно лишь при оценке величины капитальных затрат, определяемых стоимостью конкретных блоков схемы (турбины, компрессора, регенератора, градирни, парогенератора и пр.).

3. Предварительный анализ показал, что реализация того или иного решения возможна лишь на базе готовых блоков, выпускаемых промышленностью для различных теплотехнологических целей.

Список литературы

1. Братута Э. Г., Семеней А. Р. Перспективы использования топочных агрегатов пиролизного типа. // Энергосбережение·Энергетика·Энергоаудит. № 4 (74), 2010, С. 8–12.
2. Семеней А. Р., Братута Э. Г. Методика оценки эффективности теплогенератора пиролизного типа в нестационарном режиме эксплуатации. // Інтегровані технології.
3. Енергія навколо нас /А. С. Конеченков, М. М. Федосенко, Г. А. Шиловіч та інш. – К.: 99–192 с.
4. Энергетические установки и окружающая среда. Под ред. Маляренко В. А. – Харьков: ХГАГХ, 2002. – 398 с.
5. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). Изд. 3, перер. и доп. НПО ЦКТИ – ВТИ. С. Петербург. 1998.– 260 с.

EFFICIENCY OF PYROLYSIS STEAM GENERATOR USING FOR ELECTRIC AND HEAT SUPPLY

E. G . BRATUTA, Doct. Tech.Sci., professor,
A. R. SEMENEI, post-graduate student

The results of comparative analyze of pyrolysis type steam generators use in energy schemes for combined production of heat and electric energy are presented.

Поступила в редакцию 11.05 2011 г.